

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-234664

(43)Date of publication of application : 29.08.2000

(51)Int.Cl.

F16H 47/08

(21)Application number : 11-079605

(71)Applicant : EXEDY CORP

(22)Date of filing : 24.03.1999

(72)Inventor : OKUBO MASAHIRO

(30)Priority

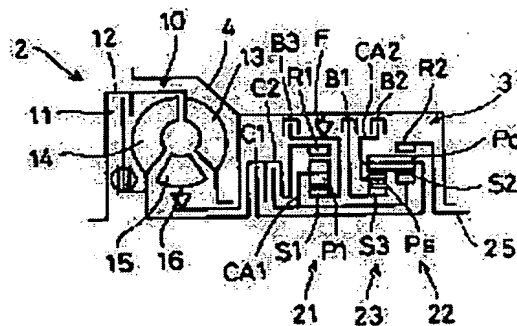
Priority number : 10358681 Priority date : 17.12.1998 Priority country : JP

## (54) AUTOMATIC TRANSMISSION

(57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To realize a multistage of a shift while reducing the number of using clutches, and to simplify a structure by providing first to third planetary gear trains, and interposing two clutch devices between a torque converter and a specific constitutive element of the planetary gear trains.

**SOLUTION:** In an automatic transmission for housing a torque converter 2 and a transmission 3 arranged on the output side in a housing 4, the transmission 3 is composed of first to third planetary gear trains 21 to 23, first/second clutch devices C1, C2 and first to third brake devices B1 to B3. The first clutch device C1 is interposed between a turbine 14 and a second carrier CA2, and the second clutch device C2 is interposed between the turbine 14, a first carrier CA1 and a second sun gear 52. The first brake device B1 is arranged on a third sun gear S3, the second brake device B2 is arranged on a second carrier CA2, and the third brake device is arranged on a first sun gear S1.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2000-234664

(P2000-234664A)

(43) 公開日 平成12年8月29日 (2000.8.29)

(51) Int. CL<sup>7</sup>

識別記号

F I

テーマコード<sup>\*</sup> (参考)

F 1 6 H 47/08

F 1 6 H 47/08

A

審査請求 未請求 請求項の数 11 O L (全 15 頁)

(21) 出願番号 特願平11-79605

(22) 出願日 平成11年3月24日 (1999.3.24)

(31) 優先権主張番号 特願平10-358681

(32) 優先日 平成10年12月17日 (1998.12.17)

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000149033

株式会社エクセディ

大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号

(72) 発明者 大森 正博

大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号

株式会社エクセディ内

(74) 代理人 100094145

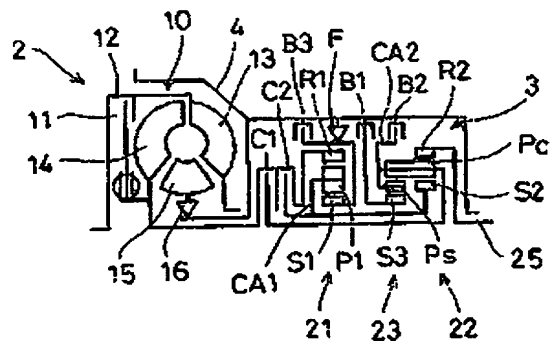
弁理士 小野 由己男 (外1名)

(54) 【発明の名称】 自動変速装置

(57) 【要約】

【課題】 少ないクラッチ装置によって多段化を可能にする。

【解決手段】 この装置は、トルクコンバータ本体と、3つの遊星歯車列と、2つのクラッチ装置と、3つのブレーキ装置とを備えている。第1遊星歯車列は、それを構成する要素のうちの第1構成要素がタービンに連結されている。また第2遊星歯車列の第2サンギアに第1遊星歯車列の第2構成要素が連結されている。そして、第2リングギアが出力軸に連結され、共通遊星ギア及び小遊星ギアが第2キャリアに支持され、第2サンギア及び第3サンギアが各遊星ギアに噛み合っている。第1及び第2クラッチ装置は、トルクコンバータ本体からの動力を第2及び第3遊星歯車列に伝達及び遮断する。第1及び第2ブレーキ装置は第2及び第3遊星歯車列の構成要素の回転を制動する。第3ブレーキ装置は、第1遊星歯車列の第3構成要素の回転を制動する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジンからの動力を逡巡して出力軸に出力する自動変速装置であって、  
エンジンからの動力が入力されるインペラと、前記インペラに対向して配置されたタービンと、前記インペラとタービンとの間に配置されたステータとを有する流体継手部と、

第1リングギアと、前記第1リングギアに噛み合う第1遊星ギアと、前記第1遊星ギアを支持する第1キャリアと、前記第1遊星ギアに噛み合う第1サンギアとからなる第1遊星歯車列と、

前記出力軸に連結された第2リングギアと、前記第2リングギアに噛み合う共通遊星ギアと、前記共通遊星ギアを支持する第2キャリアと、前記共通遊星ギアに噛み合う第2サンギアとからなる第2遊星歯車列と、

前記共通遊星ギアに噛み合う小遊星ギアと、前記共通遊星ギアと小遊星ギアとを支持する前記第2キャリアと、前記小遊星ギアに噛み合う第3サンギアとからなる第3遊星歯車列とを備え、

前記第1遊星歯車列の第1リングギア、第1キャリア及び第1サンギアの3つのうちの構成要素のうちの第1構成要素が前記タービンに連結され、第2構成要素が前記第2遊星歯車列の第2サンギアに連結されており、

前記第2遊星歯車列と第3遊星歯車列の共通の前記第2キャリア、前記第2サンギア及び前記第3サンギアのうちのいずれかに、前記流体継手部からの動力を伝達及び遮断するための第1クラッチ装置及び第2クラッチ装置と、

前記第2遊星歯車列と第3遊星歯車列の共通の前記第2キャリア、前記第2サンギア及び第3サンギアのうちのいずれかの回転を制動するための第1ブレーキ装置及び第2ブレーキ装置と、

前記第1遊星歯車列の前記3つの構成要素のうちの第3構成要素の回転を制動するための第3ブレーキ装置とをさらに備えた、自動変速装置。

【請求項2】 エンジンからの動力を逡巡して出力軸に出力する自動変速装置であって、  
エンジンからの動力が入力されるインペラと、前記インペラに対向して配置されたタービンと、前記インペラとタービンとの間に配置されたステータとを有する流体継手部と、

第1リングギアと、前記第1リングギアに噛み合う第1遊星ギアと、前記第1遊星ギアを支持する第1キャリアと、前記第1遊星ギアに噛み合う第1サンギアとからなる第1遊星歯車列と、

前記出力軸に連結された第2リングギアと、前記第2リングギアに噛み合う共通遊星ギアと、前記共通遊星ギアを支持する第2キャリアと、前記共通遊星ギアに噛み合う第2サンギアとからなる第2遊星歯車列と、

前記共通遊星ギアに噛み合う小遊星ギアと、前記共通遊

星ギアと小遊星ギアとを支持する前記第2キャリアと、前記小遊星ギアに噛み合う第3サンギアとからなる第3遊星歯車列とを備え、

前記第1遊星歯車列の第1リングギア、第1キャリア及び第1サンギアの3つのうちの構成要素のうちの第1構成要素が前記タービンに連結されるとともに、第3構成要素の回転が固定されており、

前記第2遊星歯車列と第3遊星歯車列の共通の前記第2キャリア、前記第2サンギア及び前記第3サンギアのうちのいずれかに、前記流体継手部からの動力を伝達及び遮断するための第1クラッチ装置及び第2クラッチ装置と、

前記第1遊星歯車列の前記3つの構成要素のうちの第2構成要素と前記第2遊星歯車列の第2サンギアとの間において動力を伝達及び遮断するための第3クラッチ装置と、

前記第2遊星歯車列と第3遊星歯車列の共通の前記第2キャリア、前記第2サンギア及び第3サンギアのうちのいずれかの回転を制動するための第1ブレーキ装置及び第2ブレーキ装置とをさらに備えた、自動変速装置。

【請求項3】 前記第2クラッチ装置は前記流体継手部からの動力を前記共通遊星ギアに噛み合う第2サンギアに伝達及び遮断するものであり、

前記第1ブレーキ装置は前記第3サンギアの回転を制動するものである、請求項1又は2に記載の自動変速装置。

【請求項4】 前記共通遊星ギアに噛み合う第2サンギアの回転を制動するための第4ブレーキ装置をさらに備えた、請求項3に記載の自動変速装置。

【請求項5】 前記第1クラッチ装置は、前記流体継手部の出力部である前記タービンからの動力を前記第2キャリアに伝達及び遮断するためのものである、請求項3又は4に記載の自動変速装置。

【請求項6】 前記第1クラッチ装置は、前記流体継手部の入力部からの動力を前記流体継手部を介さずに前記第2キャリアに伝達及び遮断するためのものであり、エンジンからの動力を前記タービンに伝達及び遮断するためのロックアップクラッチ装置を兼ねている、請求項3又は4に記載の自動変速装置。

【請求項7】 エンジンからの動力を前記タービンに伝達及び遮断するためのロックアップクラッチ装置をさらに備え、

前記第1クラッチ装置は、前記ロックアップクラッチ装置とは別に、前記流体継手部の入力部からの動力を前記流体継手部を介さずに前記第2キャリアに伝達及び遮断するためのものである、請求項3又は4に記載の自動変速装置。

【請求項8】 前記第1遊星歯車列における第1構成要素は第1リングギアであり、前記第2構成要素は第1キャリアであり、前記第3構成要素は第1サンギアである、

10

20

30

40

50

請求項1から7のいずれかに記載の自動変速装置。

【請求項9】前記第1遊星ギアは互いに噛み合う2つのピニオンギアを含み、前記第1キャリアは前記2つのピニオンギアを支持するものであり、前記第1遊星歯車列における第1構成要素は第1サンギアであり、前記第2構成要素は第1リングギアであり、前記第3構成要素は第1キャリアである、請求項1から7のいずれかに記載の自動変速装置。

【請求項10】前記第1遊星歯車列における第1構成要素は第1サンギアであり、前記第2構成要素は第1キャリアであり、前記第3構成要素は第1リングギアである、請求項1から7のいずれかに記載の自動変速装置。

【請求項11】前記第1遊星歯車列における第1構成要素は第1サンギア、前記第2構成要素は第1キャリア、前記第3構成要素は第1リングギアであり、前記第2クラッチ装置は前記流体継手部からの動力を前記小遊星ギアに噛み合う第3サンギアに伝達及び逆送するものであり、

前記第2ブレーキ装置は前記共通遊星ギアに噛み合う第2サンギアの回転を制動するものである、請求項1に記載の自動変速装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、流体継手部（トルクコンバータ）と変速機（トランスミッション）とを組み合わせた自動変速装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来の自動変速装置として、乗用車用としては前進3段又は4段が用いられ、トラックやバス等の商用車用として前進3段～6段のものが用いられている。また、最近では、乗用車用として5段、商用車用として6段の多段変速タイプの自動変速装置が求められている。

【0003】このような多段変速構造を得る場合、従来の3段又は4段の装置に、クラッチ装置及びブレーキ装置によって制御される1列の遊星歯車機構を有する2段変速式の副変速機を付加することが知られている。

【0004】一方、副変速機を用いずに多段化する方法として、3列の遊星歯車機構を設けるとともに、この遊星歯車機構を3個のクラッチ及び3個のブレーキにより制御して5段又は6段を得るようにした変速装置が知られている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】副変速機を用いて多段化する前者の場合、2段×（3段又は4段）の変速段数を得ることができるが、実際的には変速比が重複する部分があり、理想的な変速比を得ることができない。また、副変速機と主変速機の両方を変速しなければならない変速段があり、変速時のフィーリングが悪化するという問題がある。このため、このような方式の変速装置で

は、前進4段の主変速機に副変速機を付加して前進5段の自動変速装置を實現しているのが現状である。

【0006】しかし、このような従来の装置では、4個のクラッチと3個のブレーキとが必要となり、構造が複雑になる。また、高速側の変速段の変速比をクロス化することが困難である。すなわち、自動変速装置において、変速時のエンジン回転数の変化を小さくして駆動力の変化を小さくし、より滑らかな走りを實現するためには、手動変速装置のように、特に高速側の変速段においてギア比がクロス化されていることが望ましい。しかし、副変速機を用いた従来の装置では、高速側の変速段の変速比がワイド化されてしまい、滑らかな走りの實現が困難である。

【0007】また、副変速機を用いずに多段化する後者の場合、3個のクラッチ装置が必要になるが、クラッチ装置はブレーキ装置と異なり回転するので、クラッチ装置の作動油が遠心力を受け、作動油の遠心力による諸問題を解消するための工夫が必要になる。また、クラッチ装置の場合は、作動油の供給部に回転シールが必要となり、スペース、コストの面でブレーキ装置に比較して不利になる。

【0008】本発明の課題は、少ないクラッチ装置によって多段化を可能にし、構造を簡単化することにある。

【0009】本発明の別の課題は、特に高速側の変速段の変速比をクロス化することにある。

【0010】

【課題を解決するための手段】請求項1に係る自動変速装置は、エンジンからの動力を変速して出力軸に出力する装置であって、流体継手部と、第1遊星歯車列と、第2遊星歯車列と、第3遊星歯車列と、第1クラッチ装置及び第2クラッチ装置と、第1ブレーキ装置及び第2ブレーキ装置と、第3ブレーキ装置とを備えている。

【0011】流体継手部は、エンジンからの動力が入力されるインペラと、インペラに対向して配置されたタービンと、インペラとタービンとの間に配置されたステータとを有している。

【0012】第1遊星歯車列は、第1リングギアと、第1リングギアに噛み合う第1遊星ギアと、第1遊星ギアを支持する第1キャリアと、第1遊星ギアに噛み合う第1サンギアとからなる。

【0013】第2遊星歯車列は、出力軸に連結された第2リングギアと、第2リングギアに噛み合う共通遊星ギアと、共通遊星ギアを支持する第2キャリアと、共通遊星ギアに噛み合う第2サンギアとからなる。

【0014】第3遊星歯車列は、共通遊星ギアに噛み合う小遊星ギアと、共通遊星ギアと小遊星ギアとを支持する前記の第2キャリアと、小遊星ギアに噛み合う第3サンギアとからなる。

【0015】そして、第1遊星歯車列の第1リングギア、第1キャリア及び第1サンギアの3つのうちの構成

要素のうちの第1構成要素がタービンに連結され、第2構成要素が第2遊星歯車列の第2サンギアに連結されている。

【0016】また、第1クラッチ装置及び第2クラッチ装置は、第2遊星歯車列と第3遊星歯車列の共通の第2キャリア、第2サンギア及び第3サンギアのうちのいずれかに、流体継手部からの動力を伝達及び遮断する。

【0017】第1ブレーキ装置及び第2ブレーキ装置は、第2遊星歯車列と第3遊星歯車列の共通の第2キャリア、第2サンギア及び第3サンギアのうちのいずれかの回転を制動する。

【0018】第3ブレーキ装置は、第1遊星歯車列の3つの構成要素のうちの第3構成要素の回転を制動する。

【0019】この装置では、流体継手部からの動力は、第1遊星歯車列に直接入力され、ここで減速されてあるいはそのまま出力される。第1遊星歯車列の出力は第2及び第3遊星歯車列に入力される。そして、この第2及び第3遊星歯車列で変速制御されて出力される。このとき、締結要素である第1ブレーキ装置、第2ブレーキ装置、第3ブレーキ装置、第1クラッチ装置及び第2クラッチ装置のオン、オフを制御することによって、前進5段、後進2段の変速を行うことができる。

【0020】ここでは、主変速機に対して単純に副変速機を追加するのではなく、第2及び第3遊星歯車列で構成される変速機部分に対して、第1遊星歯車列で減速された動力あるいは直結の動力を入力するような構成としているので、特に高速側の変速段の変速比をクロス化することができ、手動変速装置のような滑らかな牽引特性を実現できる。

【0021】また、2つのクラッチ装置と3つのブレーキ装置によって多段化を実現しているので、従来の3又は4つのクラッチ装置と3つのブレーキ装置を用いたこの種の自動変速装置に比較して構造が簡単になる。

【0022】請求項2に係る自動変速装置は、エンジンからの動力を変速して出力軸に出力する装置であって、流体継手部と、第1遊星歯車列と、第2遊星歯車列と、第3遊星歯車列と、第1クラッチ装置及び第2クラッチ装置と、第3クラッチ装置と、第1ブレーキ装置及び第2ブレーキ装置とを備えている。

【0023】流体継手部は、エンジンからの動力が入力されるインペラと、インペラに対向して配置されたタービンと、インペラとタービンとの間に配置されたステータとを有している。

【0024】第1遊星歯車列は、第1リングギアと、第1リングギアに噛み合う第1遊星ギアと、第1遊星ギアを支持する第1キャリアと、第1遊星ギアに噛み合う第1サンギアとからなる。

【0025】第2遊星歯車列は、出力軸に連結された第2リングギアと、第2リングギアに噛み合う共通遊星ギアと、共通遊星ギアを支持する第2キャリアと、共通遊

星ギアに噛み合う第2サンギアとからなる。

【0026】第3遊星歯車列は、共通遊星ギアに噛み合う小遊星ギアと、共通遊星ギアと小遊星ギアとを支持する前記の第2キャリアと、小遊星ギアに噛み合う第3サンギアとからなる。

【0027】そして、第1遊星歯車列の第1リングギア、第1キャリア及び第1サンギアの3つのうちの構成要素のうちの第1構成要素がタービンに連結されるとともに、第3構成要素の回転が固定されている。

【0028】また、第1クラッチ装置及び第2クラッチ装置は、第2遊星歯車列と第3遊星歯車列の共通の第2キャリア、第2サンギア及び第3サンギアのうちのいずれかに、流体継手部からの動力を伝達及び遮断する。

【0029】第3クラッチ装置は、第1遊星歯車列の3つの構成要素のうちの第2構成要素と第2遊星歯車列の第2サンギアとの間において動力を伝達及び遮断する。

【0030】第1ブレーキ装置及び第2ブレーキ装置は、第2遊星歯車列と第3遊星歯車列の共通の第2キャリア、第2サンギア及び第3サンギアのうちのいずれかの回転を制動する。

【0031】この装置では、前記同様に、エンジンからの動力は、流体継手部、第1遊星歯車列及び第2遊星歯車列及び第3遊星歯車列を介して伝達され、変速制御されて出力される。このとき、各締結要素をオン、オフを制御することによって、前進5段、後進2段の変速を行うことができる。

【0032】そして、この装置では、第1遊星歯車列と第2遊星歯車列との間に第3クラッチ装置を設けているので、第1遊星歯車列に対する第2及び第3遊星歯車列の影響をなくすことができ、第1遊星歯車列の各部が高速で回転するのを防止できる。

【0033】請求項3に係る自動変速装置は、請求項1又は2の装置において、第2クラッチ装置は流体継手部からの動力を共通遊星ギアに噛み合う第2サンギアに伝達及び遮断するものである。また、第1ブレーキ装置は第3サンギアの回転を制動するものである。

【0034】この装置では、流体継手部からの動力は、第1遊星歯車列に直接入力され、第2クラッチ装置及び第3ブレーキ装置のオン、オフ制御により、そのままあるいは減速して出力され、第2遊星歯車列の第2サンギアに入力される。そして、第1ブレーキ装置によって第3サンギアの回転を制動制御し、さらに第1クラッチ装置及び第2ブレーキ装置によって第2キャリアの回転を入力と連結あるいは制動制御することによって、変速が行われる。変速された出力は第2遊星歯車列の第2リングギアから出力軸に出力される。

【0035】このような装置においても、前記同様に、高速側の変速段の変速比をクロス化することができ、また簡単な構造の装置を実現できる。

【0036】請求項4に係る自動変速装置は、請求項3

の装置において、共通遊星ギアに噛み合う第2サンギアの回転を制動するための第4ブレーキ装置をさらに備えている。

【0037】この場合は、締結要素としての第4ブレーキ装置をさらに追加することによって前進6段の変速が可能になり、簡単な構成の追加でさらなる多段化が実現できる。

【0038】請求項5に係る自動変速装置は、請求項3又は4の装置において、第1クラッチ装置は、流体継手部の出力部であるタービンからの動力を第2キャリアに伝達及び遮断するためのものである。

【0039】請求項6に係る自動変速装置は、請求項3又は4の装置において、第1クラッチ装置は、流体継手部の入力部からの動力を流体継手部を介さずに第2キャリアに伝達及び遮断するためのものであり、エンジンからの動力をタービンに伝達及び遮断するためのロックアップクラッチ装置を兼ねている。

【0040】ここでは、締結要素の1つである第1クラッチ装置を、ロックアップクラッチ装置としても機能させている。したがって、ロックアップクラッチ装置のオン、オフ制御によって、ロックアップと変速制御とが行われる。この場合は、変速機部分のクラッチ装置が1個となり、小型かつ低コストを実現できる。また、前進3速時からのロックアップが可能となる。

【0041】請求項7に係る自動変速装置は、請求項3又は4の装置において、エンジンからの動力をタービンに伝達及び遮断するためのロックアップクラッチ装置をさらに備え、第1クラッチ装置は、ロックアップクラッチ装置とは別に、流体継手部の入力部からの動力を流体継手部を介さずに第2キャリアに伝達及び遮断するためのものである。

【0042】ここでは、ロックアップクラッチ装置によってロックアップ制御が行われ、変速制御はロックアップクラッチ装置とは別に設けられた第1クラッチ装置によって行われる。したがって、ロックアップ制御と変速とを別々に行うことができる。

【0043】請求項8に係る自動変速装置は、請求項1から7のいずれかの装置において、第1遊星歯車列における第1構成要素は第1リングギアであり、第2構成要素は第1キャリアであり、第3構成要素は第1サンギアである。

【0044】ここでは、タービンからの動力はそのまま第1リングギアに伝達される。そして、第1サンギアの回転を第3ブレーキ装置によって制動することにより変速が可能となる。この場合は、小さな減速動力が第2及び第3遊星歯車列に出力される。その結果、クロス化された変速比が得られ、特に高速側の変速フィーリングを良好にできる。

【0045】請求項9に係る自動変速装置は、請求項1から7のいずれかの装置において、第1遊星ギアは互い

に噛み合う2つのピニオンギアを含み、第1キャリアは2つのピニオンギアを支持するものである。そして、第1遊星歯車列における第1構成要素は第1サンギアであり、第2構成要素は第1リングギアであり、第3構成要素は第1キャリアである。

【0046】ここでは、タービンからの動力は第1サンギアに伝達され、第1キャリアの回転を第3ブレーキ装置によって制動することにより変速が可能となる。

【0047】請求項10に係る自動変速装置は、請求項1から7のいずれかの装置において、第1遊星歯車列における第1構成要素は第1サンギアであり、第2構成要素は第1キャリアであり、第3構成要素は第1リングギアである。

【0048】ここでは、タービンからの動力はそのまま第1サンギアに伝達される。そして、第1リングギアの回転を第3ブレーキ装置によって制動することにより変速が可能となる。この場合は、大きな減速動力が第1キャリアに出力される。その結果、低速側の変速比を大きくすることが容易となり、特にオフロード用の車両に有効な自動変速装置を実現できる。

【0049】請求項11に係る自動変速装置は、請求項1に記載の装置において、第1遊星歯車列における第1構成要素は第1サンギア、第2構成要素は第1キャリア、第3構成要素は第1リングギアである。第2クラッチ装置は流体継手部からの動力を小遊星ギアに噛み合う第3サンギアに伝達及び遮断するものである。さらに、第2ブレーキ装置は共通遊星ギアに噛み合う第2サンギアの回転を制動するものである。

【0050】

【発明の実施形態】〔第1実施形態〕本発明の第1実施形態による自動変速装置の概略模式図を図1に示す。なお、図1では、装置の中心軸より一方側のみを示しているが、他方側は一方側と軸対称に構成されている。

【0051】この自動変速装置は、エンジンから動力が入力される流体継手部としてのトルクコンバータ2と、トルクコンバータ2の出力側に設けられた変速機3とを有している。これらのトルクコンバータ2と変速機3とはハウジング4内に収納されている。

【0052】トルクコンバータ2は、トルクコンバータ本体10と、エンジンからの動力を直接出力側に伝達するためのロックアップクラッチ装置11とを有している。

【0053】トルクコンバータ本体10は、エンジンの出力部に連結されるフロントカバー12と、フロントカバー12に連結されるインペラ13と、インペラ13に軸方向に対向するタービン14と、それらの内周側部分の間に配置されたステータ15とを有している。なお、ステータ15は、ワンウェイクラッチ16を介してハウジング4に固定されている。

【0054】変速機3は、第1、第2及び第3遊星歯車

列21、22、23を有している。

【0055】第1遊星歯車列21は、トルクコンバータ本体10のタービン14に連結された第1リングギアR1と、第1リングギアR1に噛み合う第1遊星ギアP1と、第1遊星ギアP1を支持する第1キャリアCA1と、第1遊星ギアP1に噛み合う第1サンギアS1とを有している。

【0056】第2遊星歯車列22は、出力軸25に連結された第2リングギアR2と、第2リングギアR2に噛み合う共通遊星ギアPcと、共通遊星ギアPcを支持する第2キャリアCA2と、共通遊星ギアPcに噛み合うとともに第1キャリアCA1に連結された第2サンギアS2とを有している。

【0057】また、第3遊星歯車列23は、共通遊星ギアPcに噛み合う小遊星ギアPsと、小遊星ギアPsに噛み合う第3サンギアS3とを有している。小遊星ギアPsは共通遊星ギアPcとともに第2キャリアCA2に支持されている。なお、第2遊星歯車列22の構成要素である共通遊星ギアPc及び第2キャリアCA2は、第3歯車列23の構成要素でもある。

【0058】さらに変速機3は、締結要素としての第1及び第2クラッチ装置C1、C2と、第1、第2及び第3ブレーキ装置B1、B2、B3とを有している。

【0059】第1クラッチ装置C1は、タービン14からの動力を第2キャリアCA2に伝達したりあるいは遮断するための装置である。第2クラッチ装置C2は、タービン14からの動力を第1キャリアCA1及び第2サンギアS2に伝達したりあるいは遮断するための装置である。

【0060】第1ブレーキ装置B1は第3サンギアS3の回転を制動するための装置であり、第2ブレーキ装置B2は第2キャリアCA2の回転を制動するための装置であり、第3ブレーキ装置B3は第1サンギアS1の回転を制動するための装置である。なお、第1サンギアS1には、入力回転方向とは逆方向にロックするワンウェイクラッチFが設けられており、これにより、特に前進側の第1速と第2速との間、及び後進側の第1速と第2速との間におけるショックを抑えて、スムーズな変速を可能にしている。

【0061】各遊星歯車列21、22、23は、サンギアとリングギアの歯数比（サンギア歯数／リングギア歯数） $\rho 1$ 、 $\rho 2$ 、 $\rho 3$ が、図3に示すように、

$$\rho 1 = (S1 \text{ 歯数} / R1 \text{ 歯数}) = 0.6$$

$$\rho 2 = (S2 \text{ 歯数} / R2 \text{ 歯数}) = 0.5$$

$$\rho 3 = (S3 \text{ 歯数} / R2 \text{ 歯数}) = 0.3$$

となるように構成されている。

【0062】次に図4及び図5を参照しながら動作について説明する。

【0063】図4は各変速段における締結要素の制御内容、変速比及び段間差を示しており、図5は速度線図を

示している。なお、図4及び図5では、後述する前進6段の場合の実施形態（第2実施形態）についても併せて示している。図5の速度線図は、縦軸は回転数を示し、横軸はパワートレインの各位置を示している。横軸の位置は、各要素間の減速比によって決まるものである。

【0064】＜前進第1速＞ここでは、図4に示すように、第1ブレーキ装置B1及び第3ブレーキ装置B3をオン（制動）する。これにより、第1サンギアS1及び第3サンギアS3の回転が停止させられる。また、それ以外の締結要素、すなわち、第1及び第2クラッチ装置C1、C2と第2ブレーキ装置B2とをオフ（動力遮断、ブレーキ開放）する。このような各締結要素の制御によって、第2キャリアCA2（共通遊星ギアPc；以下、各キャリアは遊星ギアとして表現する）と、第1遊星ギアP1及び第2サンギアS2とにより動力が伝達される。

【0065】この場合の変速比は、図4に示すように、 $(1 + \rho 1) \times (\rho 2 + \rho 3) / \{\rho 2 \times (1 - \rho 3)\} = 3.66$

となる。

【0066】また、この場合の入力回転数と出力回転数との関係を、図5を参照して説明する。

【0067】この第1速の状態では、図5に示すように、タービン14の回転がそのまま入力回転（回転数N1）として第1遊星歯車列21の第1リングギアR1に入力され、さらに第1遊星ギアP1（第1キャリアCA1）の回転が第2遊星歯車列22に入力される。このとき、前述のように第1サンギアS1は、第3ブレーキ装置B3によって回転が停止させられているので、回転数は「0」である。したがって、第1遊星ギアP1の回転数は、第1リングギアR1の入力回転数N1と第1サンギアS1の回転数N2（0）とを結ぶ直線と第1遊星ギアP1の位置とが交差する点の回転数N3となる。

【0068】そして、この第1遊星ギアP1の回転（回転数N3）が第2サンギアS2に入力され、第2遊星歯車列22及び第3遊星歯車列23により変速され、出力軸25に出力される。具体的には、前述のように、第3遊星歯車列23の第3サンギアS3は、第1ブレーキ装置B1によって回転が停止させられているので、回転数は「0」である。そして、この第3サンギアS3の回転数N4（0）と第1遊星ギアP1及び第2サンギアS2の回転数N3とを結ぶ直線と、出力軸25に連結されている第2リングギアR2の位置とが交差する点の回転数N5が出力回転数となる。

【0069】＜前進第2速＞前進第2速の場合には、図4に示すように、第2クラッチ装置C2及び第1ブレーキ装置B1をオン（動力伝達、制動）する。これにより、タービン14からの動力は第2サンギアS2に直接伝達されることとなり、また第3サンギアS3の回転が停止させられる。それ以外の締結要素、すなわち、第1クラ



ッチ装置C1と第2及び第3ブレーキ装置B2、B3とをオフする。この状態では、共通遊星ギアPc、小遊星ギアPs及び第3リングギアR3により動力が伝達される。また、第1リングギアR1と第1遊星ギアP1及び第1サンギアS1には力が伝わらない。

【0070】この場合の変速比は、図4に示すように、 $(\rho 2 + \rho 3) / \{\rho 2 \times (1 - \rho 3)\} = 2.29$ となる。

【0071】また、この場合の入力回転数と出力回転数との関係は、図5を参照して説明する。

【0072】この第2速の状態では、前記同様に、タービン14の回転数N1はそのまま第1リングギアR1に入力されるとともに、第2クラッチ装置C2がオンであるので、第1遊星ギアP1及び第2サンギアS2にもタービン14の回転数N1がそのまま入力される。すなわち、第2遊星歯車列22の第2サンギアS2に回転数N1がそのまま入力される。なお、第1リングギアR1及び第1遊星ギアP1がともに同回転数で回転するので、当然第1サンギアS1も同回転数で回転する。このことは、第5図の「2nd」で示す直線によって示されており、R1、P1、S1における回転数はすべて同じである。但し、第1遊星歯車列21は動力を伝達しない。

【0073】したがって、タービン14の回転がそのまま第2遊星歯車列22に入力され、第2遊星歯車列22及び第3遊星歯車列23で変速されて出力軸25に出力される。このとき、第3遊星歯車列23の第3サンギアS3は、第1ブレーキ装置B1によって回転が停止させられているので、回転数は「0」である。そして、この第3サンギアS3の回転数N4（0）と第2サンギアS2（第1遊星ギアP1と等しい）の回転数N1とを結ぶ直線と、出力軸25に連結されている第2リングギアR2の位置とが交差する点の回転数N6が出力回転数となる。

【0074】＜前進第3速＞前進第3速の場合は、図4に示すように、第1クラッチ装置C1及び第1ブレーキ装置B1をオンする。これにより、タービン14からの動力は共通遊星ギアPcに直接伝達されることとなり、また第3サンギアS3の回転が停止させられる。また、第2クラッチ装置C2と第2及び第3ブレーキ装置B2、B3とをオフする。

【0075】この場合の変速比は、図4に示すように、 $1 / (1 - \rho 3) = 1.43$ となる。

【0076】また、この場合の入力回転数と出力回転数との関係は、以下の通りである。

【0077】この第3速の状態では、前記同様に、タービン14の回転数N1はそのまま第1リングギアR1に入力されるとともに、第1クラッチ装置C1がオンであるので、共通遊星ギアPcにもタービン14の回転数N1がそのまま入力される。また、第1サンギアS1、第

1遊星ギアP1及び第2サンギアS2は、図5に示すように、それぞれ減速比分だけ増速される。

【0078】そして、タービン14の回転が第3遊星歯車列23の共通遊星ギアPc及び小遊星ギアPsに入力され、変速されて出力軸25に出力される。このとき、第3遊星歯車列23の第3サンギアS3は、第1ブレーキ装置B1によって回転が停止させられているので、回転数は「0」である。そして、この第3サンギアS3の回転数N4（0）と共通遊星ギアPcの回転数N1とを結ぶ直線と、出力軸25に連結されている第2リングギアR2の位置とが交差する点の回転数N7が出力回転数となる。

【0079】＜前進第4速＞前進第4速の場合は、図4に示すように、第1クラッチ装置C1及び第2クラッチ装置C2の両クラッチ装置をオンする。これにより、タービン14からの動力は共通遊星ギアPc及び第2サンギアS2にも直接伝達され、第2リングギアR2から出力されることとなる。この場合、第1遊星歯車列21と第3遊星歯車列23とは動力は伝達しない。また、第1、第2、第3ブレーキ装置B1、B2、B3のすべてのブレーキ装置をオフする。

【0080】このような各締結要素の制御によって、各遊星歯車列21、22、23はそれぞれ一体となって回転し、減速は行われない。すなわち、この場合の変速比は、図4に示すように、「1」となる。

【0081】また、この場合の入力回転数と出力回転数との関係は、図5の「4th」に示すように、どの位置においても一定で、入力回転数がそのまま出力回転数となる。

【0082】＜前進第5速＞前進第5速の場合は、図4に示すように、第1クラッチ装置C1及び第3ブレーキ装置B3をオンする。これにより、タービン14からの動力は、第1リングギアR1だけでなく、共通遊星ギアPcに直接伝達されることとなり、また第1サンギアS1の回転が停止させられる。また、第2クラッチ装置C2と第1及び第2ブレーキ装置B1、B2とをオフする。

【0083】この場合の変速比は、図4に示すように、 $(1 + \rho 1) / (1 + \rho 1 + \rho 1 \times \rho 2) = 0.84$ となる。

【0084】また、この場合の入力回転数と出力回転数との関係は以下の通りである。

【0085】この第5速の状態では、前記同様に、タービン14の回転数N1はそのまま第1リングギアR1に入力されるとともに、第1クラッチ装置C1がオンであるので、共通遊星ギアPcにもタービン14の回転数N1がそのまま入力される。この場合の第1遊星歯車列21側の各部の回転数は前進1速と同様である。

【0086】そして、タービン14の回転が共通遊星ギアPcに入力され、第2遊星歯車列22により変速され

10

20

30

40

50

て出力軸25に出力される。このとき、第1ブレーキ装置B1及び第2ブレーキ装置B2がオフされており、しかも第1サンギアS1の回転が第3ブレーキ装置B3により停止させられているので、図5に示すように、第3遊星歯車列23の第3サンギアS3の回転数は、減速比分だけ増速され、回転数N3と回転数N1とを結ぶ直線の延長線上に沿って回転数N8となる。また、出力軸25の回転は、前記延長線と出力軸25に連結されている第2リングギアR2の位置とが交差する点の回転数N9が出力回転数となる。

【0087】<後進第1速>この場合は、図4に示すように、第2ブレーキ装置B2及び第3ブレーキ装置B3をオンする。これにより、第1サンギアS1及び共通遊星ギアPcの回転が停止させられる。また、第1及び第2クラッチ装置C1、C2と第1ブレーキ装置B1とをオフする。

【0088】この場合の変速比は、図4に示すように、 $(1+\rho 1) / \rho 2 = 3$  となる。

【0089】また、この場合の入力回転数と出力回転数との関係は以下の通りである。

【0090】前記同様、タービン14の回転がそのまま入力回転(回転数N1)として第1リングギアR1に入力され、また第1遊星歯車列21における各部の回転数は前進第1速の場合と同様である。

【0091】そして、第1遊星ギアP1の回転(回転数N3)が第2サンギアS2に入力され、第2遊星歯車列22により変速され、出力軸25に出力される。具体的には、共通遊星ギアPcが第2ブレーキ装置B2によってその回転が停止させられているので、回転数は「0」である。したがって、図5に示すように、この共通遊星ギアPcの回転数N10(0)と第2サンギアS2の回転数N3とを結ぶ直線の延長線と、出力軸25に連結されている第2リングギアR2の位置とが交差する点の回転数N11が出力回転数となる。

【0092】<後進第2速>後進第2速の場合は、図4に示すように、第2クラッチ装置C2及び第2ブレーキ装置B2をオンする。これにより、タービン14からの動力は第2サンギアS2に直接伝達されることとなり、また共通遊星ギアPcの回転が停止させられる。また、第1クラッチ装置C1と第1及び第3ブレーキ装置B1、B3とをオフする。

【0093】この場合の変速比は、図4に示すように、 $1 / \rho 2 = 2$  となる。

【0094】また、この場合の入力回転数と出力回転数との関係は以下の通りである。

【0095】この後進第2速の状態では、前記同様に、タービン14の回転数N1はそのまま第1リングギアR1に入力されるとともに、第2クラッチ装置C2がオン

であるので第2サンギアS2にもタービン14の回転数N1がそのまま入力される。すなわち、第1遊星歯車列21の各部における回転数は、前進第2速の場合と同様である。

【0096】したがって、タービン14の回転がそのまま第2遊星歯車列22の第2サンギアS2に入力され、第2遊星歯車列22で変速されて出力軸25に出力される。このとき、後進第1速の場合と同様に、共通遊星ギアPcは第2ブレーキ装置B2によって回転が制動されているので、回転数は「0」である。したがって、図5に示すように、共通遊星ギアPcの回転数N10(0)と第2サンギアS2の回転数N1とを結ぶ直線の延長線と、出力軸25に連結されている第2リングギアR2の位置とが交差する点の回転数N12が出力回転数となる。

【0097】このような実施形態の自動変速装置では、従来の装置に比較してクラッチ装置が1つ少なくなり、小型化が可能になるとともに製造コストが安価になる。また、特に高速側の段間差が小さくなって変速比のクロス化が可能になり、変速フィーリングを向上できる。

【0098】〔第2実施形態〕図2は本発明の第2実施形態による自動変速装置の概略模式図を示している。なお、この図2においても、図1と同様に、装置の中心軸より一方側のみを示しているが、他方側は一方側と軸対称に構成されている。

【0099】この変速装置は、変速機30の構成のみが第1実施形態の構成と異なっており、その他の構成は全く同様である。すなわち、この第2実施形態における変速機30は、図1の変速機3の構成に加えて、第1遊星ギアP1(第1キャリアCA1)及び第2サンギアS2の回転を制動するための第4ブレーキ装置B4が設けられている。

【0100】このような構成によって、前進6段、後進2段の自動変速装置を表現している。

【0101】前進側の第1速～第5速及び後進側の各変速段の変速比及び入力回転数と出力回転数との関係については、前記第1実施形態と同様である。

【0102】<前進第6速>前進第6速の場合は、図4に示すように、第1クラッチ装置C1及び第4ブレーキ装置B4をオンする。これにより、タービン14からの動力は第2遊星ギアP2に直接伝達されることとなり、また第1遊星ギアP1及び第2サンギアS2の回転が停止させられる。また、第2クラッチ装置C2と第1、第2及び第3ブレーキ装置B1、B2、B3とをオフする。これにより、第1サンギアS1、第1遊星ギアP1、第1リングギアR1、共通遊星ギアPc及び第3サンギアS3には力が伝達されない。

【0103】この場合の変速比は、図4に示すように、 $1 / (1 + \rho 2) = 0.67$  となる。

【0104】また、この場合の入力回転数と出力回転数との関係は以下の通りである。

【0105】この第6速の状態では、前記同様に、タービン14の回転数N1はそのまま第1リングギアR1に入力されるとともに、第1クラッチ装置C1がオンであるので、共通遊星ギアPcにもタービン14の回転数N1がそのまま入力される。

【0106】そして、タービン14の回転が共通遊星ギアPcに入力され、第2遊星歯車列22により変速されて出力軸25に出力される。このとき、第4ブレーキ装置B4によって第2サンギアS2の回転は停止させられており、回転数は「0」（図5ではN13）である。また、第2ブレーキ装置B2及び第3ブレーキ装置B3がオフされているので、第3サンギアS3の回転数は、回転数N13と共通遊星ギアPcの回転数N1とを結ぶ延長線に沿って、減速比分だけ増速される。そして、この延長線と出力軸25に連結されている第2リングギアR2の位置とが交差する点の回転数N14が出力回転数となる。

【0107】このような実施形態では、1つのブレーキ装置B4を追加するだけで前述6段の多段自動変速装置を実現できる。

【0108】〔第1、第2実施形態をベースにした変形例〕図6、図7及び図8に、前述の第1実施形態及び第2実施形態における第1遊星歯車列の変形例及び第1遊星歯車列と第2及び第3遊星歯車列との連結部分の変形例を簡単に示す。

【0109】（1）図6に示す構成

図6（a）に示す構成は、第1及び第2実施形態における第1遊星歯車列21の部分のみを抽出して示しており、同図（b）はその速度線図（図5の一部を示したものである）である。

【0110】また、同図（c）は第1遊星歯車列21に対して第2及び第3遊星歯車列22、23の影響をなくすようにした例である。すなわち、前記各実施形態においては、第1遊星歯車列の第1遊星キャリアCA1が第2遊星歯車列22の第2サンギアS2に連結されている。このため、変速段によっては第1遊星歯車列21が出力側の影響を受け、第1サンギアS1が高回転になる場合がある。

【0111】そこで、図6（c）に示す例では、第3ブレーキ装置B3を廃止して第1サンギアS1を常時固定とし、第1遊星歯車列21の第1キャリアCA1と第2遊星歯車列22の第2サンギアS2との間に第3クラッチ装置C3を設けている。なお、他の構成は前記実施形態と同様である。

【0112】ここでは、第3クラッチ装置C3をオンすることによって、各変速段における速度を図5で示した速度線図で表わされるように制御することができる。また、第1遊星歯車列21と第2及び第3遊星歯車列22

2、23との間で動力伝達を必要としない変速段において、第3クラッチ装置C3をオフする。この第3クラッチ装置C3がオフの場合は、第1遊星歯車列21と第2及び第3遊星歯車列22、23との間の連結が遮断される。したがって、第1サンギアS1、第1遊星ギアP1及び第1リングギアR1の回転は、すべての変速段で同一の特性（図6（b））となる。すなわち、各構成要素の回転数は常に入力回転数以下になる。

【0113】（2）図7に示す構成

図7（a）に示す構成は、第1及び第2実施形態における第1遊星歯車列21の部分の変形例を示している。

【0114】この例では、第1遊星歯車列21の第1リングギアR1が第2及び第3遊星歯車列22、23側に連結されている。また、第1遊星ギアP1は、第1リングギアR1に噛み合う第1ピニオンギアP11と、第1ピニオンギアP11に噛み合う第2ピニオンギアP12とから構成されている。そして、各ピニオンギアP11、P12は第1キャリアCA1に支持されており、この第1キャリアCA1が第3ブレーキ装置B3によって制動制御されるようになっている。さらに、第1サンギアS1は、第2ピニオンギアP12に噛み合うとともにタービン14に連結されており、タービン14からの動力が直接入力されるようになっている。

【0115】この場合は、各変速段における締結要素の制御は前記各実施形態と同様に行われる。このときの、第1遊星歯車列部分の速度線図を図7（b）に示している。ここでは、第1遊星歯車列21の入力回転数「1」に対して、その出力回転数（第1リングギアR1の回転数）は $(1-\rho_1)$ 倍される。第2及び第3遊星歯車列22、23における変速制御は前記各実施形態と同様である。

【0116】また、図7（c）は、図6（c）と同様に、第1遊星歯車列21に対して第2及び第3遊星歯車列22、23の影響をなくすようにした例である。この図7（c）に示す例では、第1キャリアCA1を常時固定とし、第1遊星歯車列21の第1リングギアR1と第2遊星歯車列22の第2サンギアS2との間に第3クラッチ装置C3を設けている。なお、他の構成は前記実施形態と同様である。

【0117】ここでは、第3クラッチ装置C3をオンすることによって、各変速段における速度を図5及び図7（b）で示した速度線図で表わされるように制御することができる。また、第1遊星歯車列21と第2及び第3遊星歯車列22、23との間において動力伝達を必要としない変速段において第3クラッチ装置C3をオフする。これにより、第1サンギアS1、第1遊星ギアP1及び第1リングギアR1の回転は、すべての変速段で同一の特性（図7（b））となり、各構成要素の回転数は常に入力回転数以下になる。

【0118】（3）図8に示す構成

図8(a)に示す構成は、第1及び第2実施形態における第1遊星歯車列21の部分の変形例を示している。

【0119】この例では、第1遊星歯車列21'の第1リングギアR1が第3ブレーキ装置B3によって制動制御されるようになっている。また、第1遊星ギアP1は、第1リングギアR1に噛み合うとともに、第2及び第3遊星歯車列22、23に連結されている。さらに、第1サンギアS1は、第1遊星ギアP1に噛み合うとともにタービン14に連結されており、タービン14からの動力が直接入力されるようになっている。

【0120】この場合は、各変速段における締結要素の制御は前記各実施形態と同様に行われる。このときの、第1遊星歯車列部分の速度線図を図8(b)に示している。ここでは、第1遊星歯車列21'の入力回転数「1」に対して、その出力回転数(第1キャリアCA1の回転数)は $\rho 1 / (1 + \rho 1)$ 倍される。第2及び第3遊星歯車列22、23における変速制御は前記各実施形態と同様である。

【0121】また、図8(c)は、図6(c)と同様に、第1遊星歯車列21'に対して第2及び第3遊星歯車列22、23の影響をなくすようにした例である。この図8(c)に示す例では、第1リングギアR1を常時固定とし、第1遊星歯車列21'の第1キャリアCA1と第2遊星歯車列22の第2サンギアS2との間に第3クラッチ装置C3を設けている。なお、他の構成は前記実施形態と同様である。

【0122】ここでは、第3クラッチ装置C3をオンすることによって、各変速段における速度を図5及び図8(b)で示した速度線図で表わされるように制御することができる。また、第1遊星歯車列21と第2及び第3遊星歯車列22、23との間において動力伝達を必要としない変速段において第3クラッチ装置C3をオフする。これにより、第1サンギアS1、第1遊星ギアP1及び第1リングギアR1の回転は、すべての変速段で同一の特性(図8(b))となり、各構成要素の回転数は常に入力回転数以下になる。

【0123】(4)なお、図6、図7及び図8に示す各例に示す構成を、前記図2の構成に適用することができる。

【0124】[第3実施形態] 本発明の第3実施形態による自動変速装置の概略模式図を図9に示す。なお、図9では、前記実施形態と同様に、装置の中心軸より一方側のみを示しているが、他方側は一方側と軸対称に構成されている。

【0125】この自動変速装置は、前記各実施形態と同様に、エンジンから動力が入力される流体継手部としてのトルクコンバータ2と、トルクコンバータ2の出力側に設けられた変速機40とを有している。これらのトルクコンバータ2と変速機40とはハウジング4内に収納されている。

【0126】トルクコンバータ2の構成は、前記各実施形態と同様であり、トルクコンバータ本体10とロックアップクラッチ装置11とを有し、トルクコンバータ本体10は、フロントカバー12、インペラ13、タービン14及びステータ15を有している。また、ステータ15はワンウェイクラッチ16を介してハウジング4に固定されている。

【0127】変速機40は、第1、第2及び第3遊星歯車列41、42、43を有している。

【0128】第1遊星歯車列41は、第1リングギアR1と、第1リングギアR1に噛み合う第1遊星ギアP1と、第1遊星ギアP1を支持する第1キャリアCA1と、第1遊星ギアP1に噛み合うとともにトルクコンバータ本体10のタービン14に連結された第1サンギアS1とを有している。

【0129】第2遊星歯車列42は、共通遊星ギアPcと、共通遊星ギアPcを支持する第2キャリアCA2と、共通遊星ギアPcに噛み合うとともに第1キャリアCA1に連結された第2サンギアS2とを有している。

【0130】また、第3遊星歯車列43は、出力軸25に連結された第3リングギアR3と、共通遊星ギアPcに噛み合う小遊星ギアPsと、小遊星ギアPsに噛み合う第3サンギアS3とを有している。小遊星ギアPsは、共通遊星ギアPcとともに第2キャリアCA2に支持されている。なお、第2遊星歯車列22の構成要素である共通遊星ギアPc及び第2キャリアCA2は、第3歯車列23の構成要素でもある。

【0131】さらに変速機40は、締結要素としての第1及び第2クラッチ装置C1、C2と、第1、第2及び第3ブレーキ装置B1、B2、B3とを有している。

【0132】第1クラッチ装置C1は、タービン14からの動力を第2キャリアCA2に伝達したりあるいは遮断するための装置である。第2クラッチ装置C2は、タービン14からの動力を第3サンギアS3に伝達したりあるいは遮断するための装置である。

【0133】第1ブレーキ装置B1は第2キャリアCA2の回転を制動するための装置であり、第2ブレーキ装置B2は第1キャリアCA1及び第2サンギアS2の回転を制動するための装置であり、第3ブレーキ装置B3は第1リングギアR1の回転を制動するための装置である。

【0134】各遊星歯車列41、42、43は、サンギアとリングギアの歯数比(サンギア歯数/リングギア歯数) $\rho 1$ 、 $\rho 2$ 、 $\rho 3$ が、図3に示すように、 $\rho 1 = (S1 \text{ 歯数} / R1 \text{ 歯数}) = 0.6$   
 $\rho 2 = (S2 \text{ 歯数} / R3 \text{ 歯数}) = 0.5$   
 $\rho 3 = (S3 \text{ 歯数} / R3 \text{ 歯数}) = 0.3$ となるように構成されている。

【0135】次に図11及び図12を参照しながら動作について説明する。

【0136】図11は各変速段における締結要素の制御内容、変速比及び段間差を示しており、図12は速度線図を示している。図12の速度線図は、縦軸は回転数を示し、横軸はパワートレインの各位置を示している。横軸の位置は、各要素間の減速比によって決まるものである。

【0137】＜前進第1速＞ここでは、図11に示すように、第2クラッチ装置C2及び第1ブレーキ装置B1をオンする。これにより、タービン14の動力は第3サンギアS3に伝達され、また共通遊星ギアPc及び小遊星ギアPsの回転が停止させられる。また、それ以外の締結要素、すなわち、第1クラッチ装置C1と、第2及び第3ブレーキ装置B2、B3とをオフする。このような各締結要素の制御によって、第3遊星歯車列43により動力が伝達される。

【0138】この場合の変速比は、図11に示すように、

$$1/\rho 3 = 3.33$$

となる。

【0139】また、この場合の入力回転数と出力回転数との関係を、図12を参照して説明する。

【0140】この第1速の状態では、図12に示すように、タービン14の回転がそのまま入力回転（回転数N1）として第3遊星歯車列43の第3サンギアS31に入力される。したがって、第3サンギアS3の回転数はN1となる。

【0141】また、共通遊星ギアPcは第1ブレーキ装置B1によって回転が停止させられているので、回転数N3は「0」である。そして、この第3サンギアS3の回転数N1と共通遊星ギアPcの回転数N3とを結ぶ直線の延長線と出力軸25に連結されている第3リングギアR3の位置とが交差する点の回転数N4が出力回転数となる。そして、この延長線の第2サンギアS2の回転数と第1遊星ギアP1の回転数はN2となる。このとき、第1遊星歯車列41と第2遊星歯車列42は力を伝達しない。

【0142】＜前進第2速＞前進第2速の場合は、図11に示すように、第2クラッチ装置C2及び第2ブレーキ装置B2をオンする。これにより、タービン14からの動力は前記同様に第3サンギアS3に直接伝達されることとなり、また第2サンギアS2の回転が停止させられる。それ以外の締結要素、すなわち、第1クラッチ装置C1と第1及び第3ブレーキ装置B1、B3とをオフする。この状態では、第2及び第3歯車列42、43により動力が伝達される。

【0143】この場合の変速比は、図11に示すように、

$$(\rho 2 + \rho 3) / \{\rho 3 \times (1 + \rho 2)\} = 1.78$$

となる。

【0144】また、この場合の入力回転数と出力回転数

との関係を、図12を参照して説明する。

【0145】この第2速の状態では、前記同様に、タービン14の回転数N1はそのまま第1サンギアS1に入力される。また、第2ブレーキ装置B2がオンされているので、第2サンギアS2の回転が停止させられて回転数N5は「0」である。

【0146】そして、第3遊星歯車列43においては、第2クラッチ装置C2を介して入力回転数N1がそのまま第3サンギアS3に入力されている。したがって、第2サンギアS2の回転数N5と第3サンギアS3の回転数N1とを結ぶ直線と、第3リングギアR3の位置とが交差する点の回転数N6が出力回転数となる。この延長線における第2サンギアS2の回転数と第1遊星ギアP1の回転数はN5となる。このとき、第1遊星歯車列41は力を伝達しない。

【0147】＜前進第3速＞前進第3速の場合は、図11に示すように、第2クラッチ装置C2及び第3ブレーキ装置B3をオンする。これにより、タービン14からの動力は第3サンギアS3に直接伝達されるとともに、第1リングギアR1の回転が停止させられるため、第1遊星ギアP1から第2サンギアS2に減速されて伝達される。また、第1クラッチ装置C1と第1及び第2ブレーキ装置B1、B2とをオフする。この状態では、第1、第2及び第3歯車列41、42、43により動力が伝達される。

【0148】この場合の変速比は、図11に示すように、

$$(1 + \rho 1) (\rho 2 + \rho 3) / \{\rho 3 \times (1 + \rho 2) + \rho 1 \times (\rho 2 + \rho 3)\} = 1.38$$

となる。

【0149】また、この場合の入力回転数と出力回転数との関係は、以下の通りである。

【0150】この第3速の状態では、前記同様に、タービン14の回転数N1はそのまま第1サンギアS1に入力される。また、第3ブレーキ装置B3がオンであるので、第1リングギアR1の回転数N7は「0」である。したがって、第1サンギアS1の回転数N1と第1リングギアR1の回転数N7とを結ぶ直線と第1遊星ギアP1の位置とが交差する点の回転数N8が第1遊星ギアP1の回転数となる。

【0151】そして、回転数N8が第2遊星歯車列42の第2サンギアS2に入力される。第3遊星歯車列43においては、第2クラッチ装置C2がオンされているので入力回転数N1がそのまま第3サンギアS3に入力される。したがって、第2サンギアS2の回転数N8と第3サンギアS3の回転数N1とを結ぶ直線と第3リングギアR3の位置とが交差する点の回転数N9が出力回転数となる。

【0152】＜前進第4速＞前進第4速の場合は、図11に示すように、第1クラッチ装置C1及び第2クラ

チ装置C2の両クラッチ装置をオンする。これにより、タービン14からの動力は共通遊星ギアPc及び第3サンギアS3にも直接伝達され、第3リングギアR3から出力されることとなる。この場合、第1、第2、第3ブレーキ装置B1、B2、B3のすべてのブレーキ装置をオフする。

【0153】このような各締結要素の制御によって、各遊星歯車列21、22、23はそれぞれ一体となって回転し、減速は行われない。すなわち、この場合の変速比は、図11に示すように、「1」となる。

【0154】また、この場合の入力回転数と出力回転数との関係は、図12の「4th」に示すように、どの位置においても一定で、入力回転数N1がそのまま出力回転数となる。

【0155】＜前進第5速＞前進第5速の場合は、図11に示すように、第1クラッチ装置C1及び第3ブレーキ装置B3をオンする。これにより、タービン14からの動力は共通遊星ギアPcに直接伝達されるとともに、第1リングギアR1の回転が停止させられるため、第1遊星ギアP1から第2サンギアS2に減速されて伝達される。また、第2クラッチ装置C2と第1及び第2ブレーキ装置B1、B2とをオフする。

【0156】この場合の変速比は、図11に示すように、

$$(1 + \rho_1) / (1 + \rho_1 + \rho_2) = 0.76$$

となる。

【0157】また、この場合の入力回転数と出力回転数との関係は以下の通りである。

【0158】この第5速の状態では、前記同様に、タービン14の回転数N1はそのまま第1サンギアS1に入力され、また前進第3速の場合と同様に第3ブレーキ装置B3がオンされているので、第1遊星ギアP1の回転数はN8となる。

【0159】第1遊星ギアP1の回転数N8はそのまま第2サンギアS2の回転数となる。一方、第1クラッチ装置C1がオンであるので、共通遊星ギアPcにもタービン14の回転数N1がそのまま入力される。したがって、第2サンギアS2の回転数N8と共通遊星ギアPcの回転数N1とを結ぶ直線の延長線と第3リングギアR3の位置との交差点の回転数N10が出力回転数となる。

【0160】＜前進第6速＞前進第6速の場合は、図11に示すように、第1クラッチ装置C1及び第2ブレーキ装置B2をオンする。これにより、タービン14からの動力は共通遊星ギアPcに直接伝達されることとなり、第2サンギアS2の回転が停止させられる。また、第2クラッチ装置C2と第1及び第3ブレーキ装置B1、B3とをオフする。

【0161】この場合の変速比は、図11に示すように、

$$1 / (1 + \rho_2) = 0.67$$

となる。

【0162】また、この場合の入力回転数と出力回転数との関係は以下の通りである。

【0163】この第6速の状態では、前進第2速の場合と同様に、第2ブレーキ装置B2がオンされているので、第1遊星ギアP1の回転数は「0」（回転数N5）である。また、第2サンギアS2の回転数も「0」である。そして、この前進第6速では、第1クラッチ装置C1のオンによって共通遊星ギアPcに入力回転がそのまま入力されているので、回転数はN1である。したがって、差異2サンギアS2の回転数N5と、共通遊星ギアPcの回転数N1とを結ぶ直線の延長線と第3リングギアR3の位置との交差点の回転数N11が出力回転数となる。

【0164】＜後進第1速＞この場合は、図11に示すように、第1ブレーキ装置B1及び第3ブレーキ装置B3をオンする。これにより、共通遊星ギアPc及び第1リングギアR1の回転が停止させられる。また、第1及び第2クラッチ装置C1、C2と第2ブレーキ装置B2とをオフする。これにより、タービン14からの動力は、第1遊星歯車列41の第1遊星ギアP1から第2遊星歯車列42のサンギアS2に伝達され、第2遊星歯車列42と第3遊星歯車列43で変速されて第3リングギアR3から出力される。

【0165】この場合の変速比は、図11に示すように、

$$(1 + \rho_1) / (\rho_1 \times \rho_2) = 5.33$$

となる。

【0166】また、この場合の入力回転数と出力回転数との関係は以下の通りである。

【0167】前記同様に、タービン14の回転がそのまま入力回転（回転数N1）として第1サンギアS1に入力され、第3ブレーキ装置B3がオンされているので、第1遊星歯車列41における各部の回転数は前進第3速及び第5速の場合と同様である。

【0168】そして、第1遊星ギアP1の回転（回転数N8）が第2サンギアS2に入力される。また、第1ブレーキ装置B1によって共通遊星ギアPcの回転が停止させられているので、共通遊星ギアPcの回転数は「0」（N3）である。したがって、第2サンギアS2の回転数N8と共通遊星ギアPcの回転数N3とを結ぶ直線の延長線と第3リングギアR3の位置とが交差する点の回転数N12が出力回転数となる。

【0169】〔第4実施形態〕図13に本発明の第4実施形態を示す。

【0170】この第4実施形態は、基本的には図1に示す第1実施形態と同様であり、第1クラッチ装置C1に関連する構成のみが異なる。

【0171】すなわち、この自動変速装置は、前記同様

に、トルクコンバータ2と変速機3とを有しており、これらはハウジング4内に収納されている。

【0172】トルクコンバータ2は、トルクコンバータ本体10と、エンジンからの動力を直接出力側に伝達するためのロックアップクラッチ装置11とを有しており、このロックアップクラッチ装置11が、前記第1実施形態における第1クラッチ装置C1としても機能している。すなわち、ロックアップクラッチ装置11（第1クラッチ装置C1）がオンされることによって、エンジンからの動力がそのまま第1遊星歯車列21の第1リン

【0173】その他の構成は第1実施形態と同様である。

【0174】この第4実施形態における動作及び変速比に関しては、第1実施形態において示した図4及び図5と同様であるが、第1クラッチ装置C1をオンする変速段、すなわち前進側の第3速、第4速及び第5速がエンジン側と直結になり、トルクコンバータ本体は動力伝達に寄与しない。

【0175】このような実施形態では、低速段のみしかトルクコンバータを使用しない商用車等の直歯歯に有効に適用できる。そして、クラッチ装置が2個のみであるばかりか、そのうちの1つのクラッチ装置C1をトルクコンバータ2の内部に設けているので、変速機3側のクラッチ装置が1個となり、非常にコンパクトで簡素な構造とすることができる。

【0176】なお、このような構成は、第1実施形態だけでなく、他の実施形態にも同様に適用できる。

【0177】【第5実施形態】図14に本発明の第5実施形態を示す。

【0178】この第5実施形態は、前記各実施形態のそれぞれに対して適用可能なものであり、変速機3の内部に設けられていた第1クラッチ装置C1あるいはロックアップ装置11と兼用して設けられていた第1クラッチ装置C1を、ロックアップクラッチ装置11とは別に、トルクコンバータ2内部に設けたものである。

【0179】このような実施形態においても、前記同様の作用効果を奏する。

【0180】

【発明の効果】以上のように本発明では、少ないクラッチ装置によって多段化が可能になり、構造が簡単になる。また、高遠側の変速段の変速比をクロス化することができ、手動変速に近い牽引特性を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施形態の概略構成図。

【図2】本発明の第2実施形態の概略構成図。

【図3】各遊星歯車列の歯数比を示す図。

【図4】第1及び第2実施形態の各変速段における締結要素の制御内容及び変速比を示す図。

【図5】第1及び第2実施形態の速度線図。

【図6】第1及び第2実施形態の変形例を示す図。

【図7】第1及び第2実施形態の変形例を示す図。

【図8】第1及び第2実施形態の変形例を示す図。

【図9】第3実施形態の概略構成図。

【図10】各遊星歯車列の歯数比を示す図。

【図11】第3実施形態の各変速段における締結要素の制御内容及び変速比を示す図。

【図12】第3実施形態の速度線図。

【図13】第4実施形態の概略構成図。

【図14】第5実施形態の概略構成図。

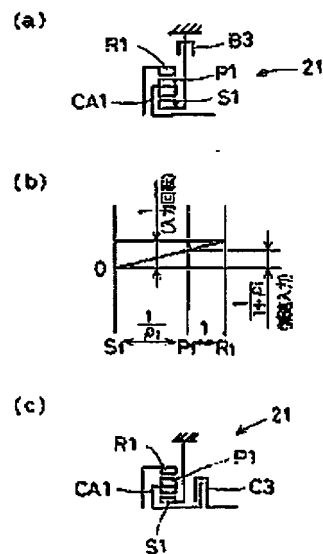
【符号の説明】

2	トルクコンバータ
3、30、40	変速機
10	トルクコンバータ本体
11	ロックアップクラッチ装置
12	フロントカバー
21、31、41	第1遊星歯車列
22、42	第2遊星歯車列
23、43	第3遊星歯車列
25	出力軸
S1	第1サンギア
P1	第1遊星ギア
CA1	第1キャリア
R1	第1リングギア
S2	第2サンギア
Pc	共通遊星ギア
CA2	第2キャリア
R2	第2リングギア
S3	第3サンギア
Ps	小遊星ギア
R3	第3リングギア
C1	第1クラッチ装置
C2	第2クラッチ装置
C3	第3クラッチ装置
B1	第1ブレーキ装置
B2	第2ブレーキ装置
B3	第3ブレーキ装置
B4	第4ブレーキ装置

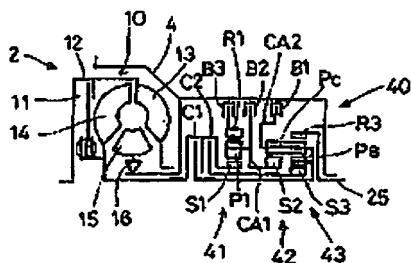
【图 14】



【図6】

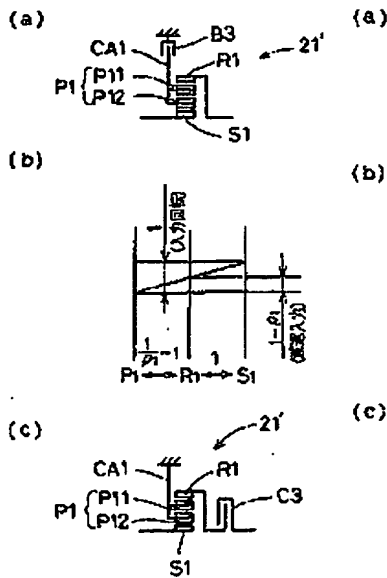


【图9】

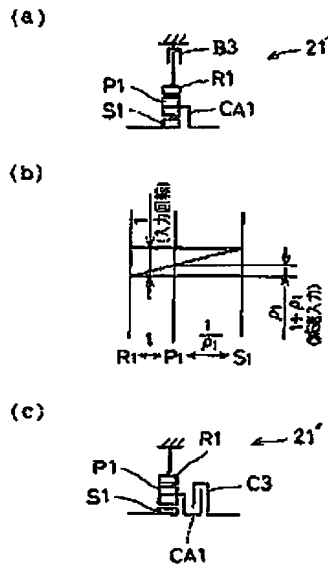




【図7】



【図8】



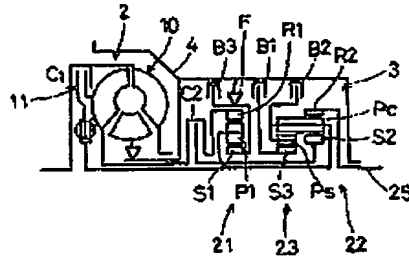
【図10】

	ギア			サンギア / リングギア 歯数 / 歯数
	サンギア	キャリア	リングギア	
第1期	$G_1$	$P_1$	$R_1$	$\rho_1=0.6$
第2期	$G_2$	$P_2$	$R_2$	$\rho_2=0.6$
第3期	$G_3$	$P_3$	$R_3$	$\rho_3=0.3$

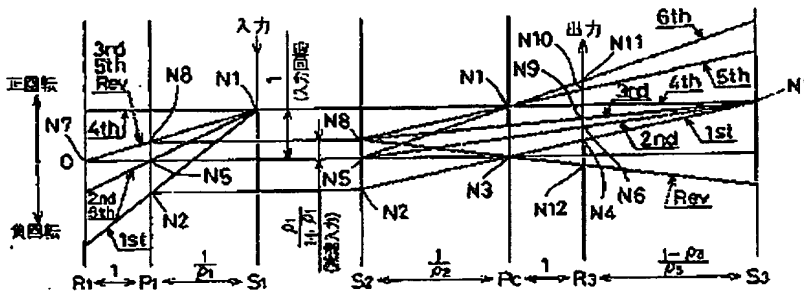
【図11】

変速段	ギア組合	変速比	段間差
1st	$G_1, B_1$	$1/\rho_1$	8.28, 1.67
2nd	$G_2, B_2$	$(\rho_1+\rho_2)/\rho_1(1+\rho_2)$	1.78, 1.89
3rd	$G_3, B_3$	$(1+\rho_1)(\rho_2+\rho_3)/\rho_2(1+\rho_3)\rho_1(\rho_1+\rho_2)$	1.88, 1.89
4th	$C_1, C_2$	1	1, 1.32
5th	$C_1, B_3$	$(1+\rho_3)/(1+\rho_1+\rho_2)$	0.78, 1.13
6th	$C_2, B_3$	$1/(1+\rho_2)$	0.87, 1.13
Rev1	$B_1, B_3$	$(1+\rho_1)/\rho_1\rho_2$	5.82, 1.13

【図13】



【図12】



**THIS PAGE BLANK (USPTO)**